

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-089570
 (43)Date of publication of application : 27.03.2002

(51)Int.Cl. F16C 33/58
 F02B 39/00
 F16C 33/66

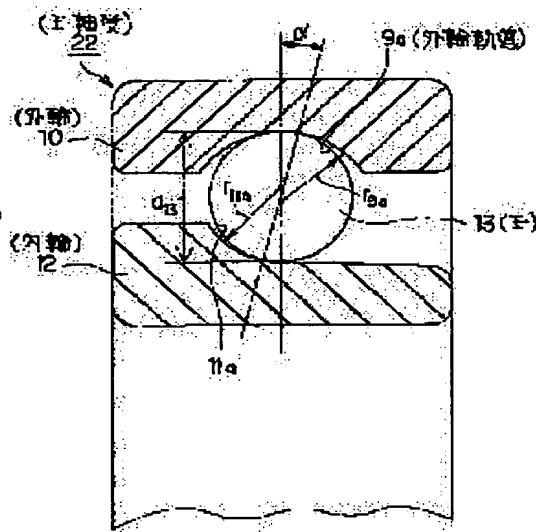
(21)Application number : 2000-281881 (71)Applicant : NSK LTD
 (22)Date of filing : 18.09.2000 (72)Inventor : KONDO YUTAKA
 YAKURA KENJI
 IKEDA NORIFUMI

(54) BALL BEARING FOR TURBO-CHARGER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a ball bearing for a turbo-charger having little rotation resistance (rotating torque) and emitting little heat.

SOLUTION: The radius of curvature r_{9a} of the cross-sectional shape of an outer ring raceway 9a is 52 to 54% of the diameter d_{13} of each ball 13. The radius of curvature r_{11a} of the cross-sectional shape of an inner ring raceway 11a is 53 to 55% of the diameter d_{13} of each ball 13. The angle α of contact of each ball 13 is 8 to 20°. As a result, the area of contact at the portion of contact between the rolling surface of each ball 13, the outer ring raceway 9a and the inner ring raceway 11a is reduced and a slip which occurs at the portion of contact is reduced.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 28.09.2005
 [Date of sending the examiner's decision of rejection]
 [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
 [Date of final disposal for application]
 [Patent number]
 [Date of registration]
 [Number of appeal against examiner's decision of rejection]
 [Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
 [Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-89570

(P2002-89570A)

(43) 公開日 平成14年3月27日 (2002.3.27)

(51) Int.Cl.
F 16 C 33/58
F 02 B 39/00
F 16 C 33/66

識別記号

F I
F 16 C 33/58
F 02 B 39/00
F 16 C 33/66

テ-マコ-ド(参考)
3 G 0 0 5
J 3 J 1 0 1
Z

審査請求 未請求 請求項の数2 O.L (全7頁)

(21) 出願番号 特願2000-281881(P2000-281881)

(22) 出願日 平成12年9月18日 (2000.9.18)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 近藤 盤

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 矢倉 健二

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外1名)

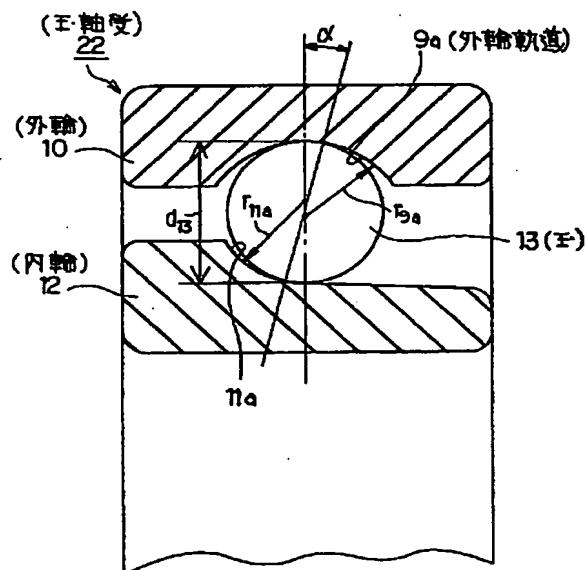
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ターボチャージャ用玉軸受

(57) 【要約】

【課題】 回転抵抗(回転トルク)が小さく、発熱量の少ないターボチャージャ用玉軸受を実現する。

【解決手段】 外輪軌道9aの断面形状の曲率半径r_{9a}を、各玉13の直径d₁₃の52~54%とする。又、内輪軌道11aの断面形状の曲率半径r_{11a}を、上記各玉13の直径d₁₃の53~55%とする。更に、これら各玉13の接触角αを、8~20°とする。この結果、これら各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとの接触部の接触面積が小さくなると共に、この接触部で生じる滑りが小さくなり、上記課題を解決できる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内周面に外輪軌道を有し、ハウジングの内側に支持される外輪と、外周面に内輪軌道を有し、ターピンとインペラとを接続する回転軸に外嵌固定される内輪と、上記外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の玉とを備え、上記回転軸の両端部とハウジングの内周面との間に、互いに接触角の方向を逆にした状態で組み込むターボチャージャ用玉軸受に於いて、上記外輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の52～54%とすると共に、上記内輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の53～55%とし、更に、上記接触角を8～20°とした事を特徴とするターボチャージャ用玉軸受。

【請求項2】 回転軸の両端部のうちのターピン側端部を支持する為に、接触角を14～18°とした、請求項1に記載したターボチャージャ用玉軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明のターボチャージャ用玉軸受は、例えば自動車用エンジンの出力を向上させる為のターボチャージャに組み込み、ターピンとインペラとを接続する回転軸をハウジングに対し、回転自在に支持する為に利用する。特に本発明は、回転抵抗（回転トルク）が小さく、発熱量の少ないターボチャージャ用玉軸受を実現するものである。

【0002】

【従来の技術】 エンジンの出力を排気量を変えずに増大させる為、エンジンに送り込む空気を排気のエネルギーにより圧縮するターボチャージャが、広く使用されている。このターボチャージャは、排気のエネルギーを、排気通路の途中に設けたターピンにより回収し、このターピンをその端部に固定した回転軸により、給気通路の途中に設けたコンプレッサのインペラを回転させる。このインペラは、エンジンの運転に伴って数万乃至は十数万min⁻¹ (r.p.m.) の速度で回転し、上記給気通路を通じてエンジンに送り込まれる空気を圧縮する。

【0003】 図2～3は、この様なターボチャージャの1例を示している。このターボチャージャは、排気流路1を流通する排気により、回転軸2の一端（図2の左端）に固定したターピン3を回転させる。この回転軸2の回転は、この回転軸2の他端（図2の右端）に固定したインペラ4に伝わり、このインペラ4が給気流路5内で回転する。この結果、この給気流路5の上流端開口から吸引された空気が圧縮されて、ガソリン、軽油等の燃料と共にエンジンのシリンダ室内に送り込まれる。この様なターボチャージャの回転軸2は、数万～十数万min⁻¹ (r.p.m.) もの高速で回転し、しかも、エンジンの運転状況に応じてその回転速度が頻繁に変化する。従って、上記回転軸2は、軸受ハウジング6に対し、小さな回転抵抗で支持する必要がある。

【0004】 この為に従来から、上記軸受ハウジング6の内側に上記回転軸2を、それぞれがターボチャージャ用玉軸受である第一、第二の玉軸受7、8により、回転自在に支持している。これら第一、第二の玉軸受7、8は、図4～5に示す様なアンギュラ型玉軸受である。これら第一、第二の玉軸受7、8の構成は、基本的には同じである。但し、これら両玉軸受7、8のうち、高温の排気が流通する排気流路1に近く、温度上昇が著しい第一の玉軸受7の潤滑条件は、低温の空気が流通する給気流路5に近く、温度上昇がそれ程著しくはない、第二の玉軸受8に比べて厳しい。

【0005】 この様な第一、第二の玉軸受7、8は、内周面に外輪軌道9を有する外輪10と、外周面に内輪軌道11を有する内輪12と、これら外輪軌道9と内輪軌道11との間に転動自在に設けた複数個の玉13、13とを備える。又、これら各玉13、13は、円環状の保持器14に設けた複数のポケット15内に、それぞれ1個ずつ転動自在に保持している。又、図示の例の場合には、上記内輪12を、片側の肩部をなくした、所謂カウンタボアとしている。又、上記保持器14の外周面を、上記外輪10の内周面に近接対向させる事により、この保持器14の直径方向位置をこの外輪10により規制する、外輪案内としている。

【0006】 この様な第一、第二の玉軸受7、8のうちの第一の玉軸受7は、上記外輪10を前記軸受ハウジング6の一端部に内嵌すると共に、上記内輪12を上記回転軸2の一端部に外嵌固定する事により、この回転軸2の一端部を上記軸受ハウジング6に対し、回転自在に支持している。一方、上記第二の玉軸受8は、外輪10を軸受ハウジング6の他端部に内嵌すると共に、内輪12を上記回転軸2の他端部に外嵌固定する事により、この回転軸2の他端部を上記軸受ハウジング6に対し、回転自在に支持している。又、上記第一、第二の玉軸受7、8を構成する1対の外輪10、10には、圧縮ばね16により互いに離れる方向の弾力を付与している。即ち、これら両外輪10、10の互いに對向する端面にそれぞれ押圧環17、17を突き合わせ、これら両押圧環17、17同士の間に上記圧縮ばね16を挟持している。従って、上記第一、第二の玉軸受7、8は、互いに接触角の方向を逆にした状態（背面組み合せ（DB）型）で組み込まれている。

【0007】 更に、上記軸受ハウジング6を納めたケーシング18内に給油通路を設けて、上記各玉軸受7、8を潤滑自在としている。ターボチャージャを装着したエンジンの運転時に潤滑油は、フィルタ19により異物を除去されてから、上記ケーシング18の内周面と上記軸受ハウジング6の外周面との間の隙間空間を通過して、上記外輪10に隣接する押圧環17に設けたノズル孔20から、上記第一の玉軸受7を構成する内輪12の外周面に向け、径方向外方から斜めに噴出し、この第一の玉

軸受7を潤滑（オイルジェット潤滑）する。この様にして第一の玉軸受7に向けて噴出した潤滑油は、この第一の玉軸受7の他、上記第二の玉軸受8も潤滑してから、排油口21より排出される。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】ところで、近年ターボチャージャの高過給化、高回転化が図られており、これに伴って、上述の様な従来のターボチャージャ用玉軸受である、第一、第二の玉軸受7、8の発熱が、無視できなくなってきた。この様な玉軸受7、8の発熱は、回転抵抗の原因もある、各玉13、13の転動面と外輪軌道9及び内輪軌道11との接触部の摩擦が熱エネルギーに変換される事（摩擦熱）により生じる。従って、回転抵抗を低減すれば、発熱量が低減する。ところで、この様な発熱量は、一般的に知られている様に、上記各玉13、13の転動面と外輪軌道9又は内輪軌道11との接触部での接触圧（P）と、これら各玉13、13の接触部での滑り速度（V）との積で表されるPV値に大きく影響する。そして、このPV値が小さい程、上記玉軸受7、8の発熱量が小さくなり、回転抵抗も小さくなる。

【0009】一方、上記各玉13、13の転動面と外輪軌道9及び内輪軌道11との接触部は、実際は、これら各部材13、9、11の接触部での弾性変形により、ヘルツの接触理論で導かれる楕円状の領域になる事が分かっている。そして、上記滑り速度（V）は、上記各玉13、13の転動方向に対して直交する方向に広がる（この方向が楕円の長径となる）上記接触楕円の幅方向（長径方向）端部で最も大きくなり、この接触楕円の幅（長径）が大きくなる程、上記滑り速度（V）も大きくなる。又、この接触楕円の幅が大きくなる程、接触面積も大きくなる。そして、この様な接触楕円の幅は、上記各玉13、13の直径 d_{11} に対する、上記外輪軌道9及び内輪軌道11の断面形状の各曲率半径 r_0 、 r_{11} の比が小さくなるほど、大きくなる。従って、上記外輪軌道9及び内輪軌道11の各曲率半径 r_0 、 r_{11} の比が所定値よりも下回った場合には、上記滑り速度（V）の増大が上記PV値に及ぼす影響が大きくなり、このPV値が増大すると共に、上記接触面積も増大する。従って、これらPV値及び接触面積を小さくし、上記玉軸受7、8の回転抵抗及び発熱量を低減する為に、上記外輪軌道9及び内輪軌道11の各曲率半径 r_0 、 r_{11} の比を所定値以上に規制する必要がある。

【0010】これに対して、上記各玉13、13の直径 d_{11} に対する、上記外輪軌道9及び内輪軌道11の各曲率半径 r_0 、 r_{11} の比が大きくなり過ぎた場合には、上記接触面積は小さくなるが、上記接触圧（P）が大きくなる為、発熱量が増大すると共に、これら各玉13、13の転動面や各軌道9、11に剥離が生じる迄の時間（剥離寿命）が不十分になる。従って、上記玉軸受7、

8の耐久性を十分に確保しつつ、この玉軸受7、8の回転抵抗及び発熱量を低減する為には、上記各玉13、13の直径 d_{11} に対する、上記外輪軌道9及び内輪軌道11の断面形状の各曲率半径 r_0 、 r_{11} の比を、所定の範囲内に規制する必要がある。

【0011】又、上記各玉13、13の転動面と外輪軌道9及び内輪軌道11との接触部では、この接触部に存在する上記接触楕円がスピンする事に伴う滑りが発生する。この様な滑りは、上記各玉13、13の接触角 α が大きくなるほど著しくなり、その結果、発生する摩擦熱に基づく温度上昇も著しくなる。又、高速回転時には、遠心力により上記各玉13、13の接触角 α が初期設定角度よりも大きくなり、その結果、上述の様な滑りが大きくなって発熱が著しくなる。これに対して、上記接触角 α が小さくなり過ぎると、上記各玉13、13の転動面と外輪軌道9及び内輪軌道11とのラジアル隙間が小さくなる事に伴い、上記接触部の接触面圧が大きくなり、回転抵抗及び発熱量が増大し易くなる。従って、上記玉軸受7、8の回転抵抗及び発熱量を低減する為には、上記各玉13、13の接触角 α も所定の範囲内に規制する必要がある。本発明は、この様な事情に鑑みて、回転抵抗が小さく、発熱量の少ないターボチャージャ用玉軸受を実現すべく発明したものである。

【0012】

【課題を解決するための手段】本発明のターボチャージャ用玉軸受は、前述した従来から知られているターボチャージャ用玉軸受と同様に、内周面に外輪軌道を有し、ハウジングの内側に支持される外輪と、外周面に内輪軌道を有し、ターピンとインペラとを接続する回転軸に外嵌固定される内輪と、上記外輪軌道と内輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の玉とを備える。そして、上記回転軸の両端部とハウジングの内周面との間に、互いに接触角の方向を逆にした状態で組み込む。

【0013】特に、本発明のターボチャージャ用玉軸受に於いては、上記外輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の5.2～5.4%とすると共に、上記内輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の5.3～5.5%とし、更に、上記接触角を8～20°としている。尚、この接触角が8～20°の範囲にあるのは、常温時の状態である。又、上記回転軸の両端部のうちのターピン側端部を支持するものは、上記接触角を14～18°とする事が、より好ましい。

【0014】

【作用】上述の様に構成する本発明のターボチャージャ用玉軸受の場合には、回転抵抗（回転トルク）及び発熱量の低減を図れる。即ち、外輪軌道の断面形状の曲率半径を各玉の直径の5.2～5.4%としている為、これら各玉の転動面と外輪軌道との接触部の接触面積及び滑り速度（V）を小さくできる。この為、回転抵抗が低減する

と共に、これら各玉の転動面と外輪軌道との接触部の発熱を抑える事ができる。尚、上記曲率半径が52%未満の場合には、上記接触面積及び滑り速度(V)が大きくなり過ぎて、回転抵抗並びに発熱量が大きくなる。これに対して、上記曲率半径が54%を越えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧(P)が増大し、発熱量が大きくなると共に、上記各玉の転動面や外輪軌道に剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0015】又、内輪軌道の断面形状の曲率半径を上記各玉の直径の53~55%としている為、上記外輪軌道の場合と同様に、上記各玉の転動面と内輪軌道との接触部の接触面積及び滑り速度(V)を小さくできる。この為、回転抵抗を低減して、これら各玉の転動面と内輪軌道との接触部の発熱を抑える事ができる。尚、上記曲率半径が53%未満の場合には、上記接触面積及び滑り速度(V)が大きくなり過ぎて、回転抵抗並びに発熱量が大きくなる。これに対して、上記曲率半径が55%を越えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧(P)が増大し、発熱量が大きくなると共に、上記各玉の転動面や内輪軌道に剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0016】尚、上記外輪軌道と内輪軌道とで曲率半径の規制範囲が少し異なる(外輪軌道の曲率半径の規制範囲が52~54%であるのに対し、内輪軌道の曲率半径の規制範囲が53~55%である)理由は、次の通りである。即ち、上記各玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道との接触面積が同じである場合は、上記各玉の転動面と外輪軌道との接触圧(P_{out})は、これら各玉に加わる遠心力分だけ、上記内輪軌道の接触圧(P_{in})よりも大きくなる(P_{out} > P_{in})。この為、この接触圧(P_{out})が大きくなる分だけ、上記各玉の転動面と外輪軌道との接触面積を確保し、この接触圧(P_{out})の低減を図る必要がある。言い換えれば、この外輪軌道の接触面積を確保すべく、この外輪軌道の曲率半径を上記内輪軌道の曲率半径に比べ、小さくする必要がある。この様な理由から、上記外輪軌道の曲率半径の規制範囲と上記内輪軌道の曲率半径の規制範囲とを、上述の様に少しだけ異ならせている。

【0017】又、上記各玉の接触角を8~20°としている為、上記各玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道との接触部で生じる滑りが小さくなると共に、接触面圧が過大になる事も防止できる。この為、回転抵抗を低減して、これら各玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道との接触部の発熱を抑える事ができる。尚、上記接触角が20°を越えた場合には、上記滑りが著しくなり、この滑りによる発熱量が増大する。これに対して、上記接触角が8°未満の場合には、上記各玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道とのラジアル隙間が小さくなり過ぎる。この結果、上記接触部の接触面圧(P)が過大になり、回転抵抗と発熱量とが増大し易くなる。

【0018】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の実施の形態の1例を示している。本例のターボチャージャ用玉軸受22は、内周面に外輪軌道9aを有し、軸受ハウジング6(図2~3参照)の内側に支持される外輪10と、外周面に内輪軌道11aを有し、ターピン3とインペラ4とを接続する回転軸2(図2~3参照)に外嵌固定される内輪12と、上記外輪軌道9aと内輪軌道11aとの間に転動自在に設けられた複数個の玉13とを備える。

10 又、これら各玉13は、円環状の保持器14に設けた複数のポケット15(図1には省略、図4~5参照)内に、それぞれ1個ずつ転動自在に保持している。又、図示の例の場合は、上記内輪12を、片側の肩部をなくした、所謂カウンタボアとしている。又、前述の図4~5に示した従来構造と同様に、上記保持器14の外周面を、上記外輪10の内周面に近接対向させる事により、この保持器14の直径方向位置をこの外輪10により規制する、外輪案内としている。そして、前述の図2~3に示す様なターボチャージャの回転軸2の両端部と軸受ハウジング6の内周面との間に、互いに接触角αの方向を逆にした状態で組み込む。

【0019】特に、本発明のターボチャージャ用玉軸受22の場合には、上記外輪軌道9aの断面形状の曲率半径r_{9a}を上記各玉13の直径d₁₃の52~54%とすると共に、上記内輪軌道11aの断面形状の曲率半径r_{11a}を上記各玉13の直径d₁₃の53~55%としている。更には、これら各玉13の接触角αを8~20°としている。尚、この接触角αが8~20°の範囲にあるのは、常温時の状態である。

30 【0020】又、上記回転軸2の両端部のうちのターピン3側の端部(図2の左端部)を支持する場合には、上記接触角αを14~18°とする事が、より好ましい。即ち、図2に示す様に、上記回転軸の両端部のうちのターピン3側の端部は、高温の排気が流通する排気流路1に近い為、低温の空気が流通する給気流路5に近いインペラ4側の端部(図2の右端部)に比べて、温度上昇が著しい。この為、運転時に上記各玉13の接触角αが初期設定角度よりも大きく変化し易く、次述する作用を發揮しにくくなる可能性がある。従って、ターピン3側の端部を支持する場合には、上記インペラ4側の端部を支持する場合に比べて、上記接触角αの範囲をより厳密に規制する必要がある。この様な理由により、上記ターピン3側の端部(図2の左端部)を支持する場合には、上記接触角αを上述の様な範囲とする事が、より好ましい。

40 【0021】上述の様に構成する本発明のターボチャージャ用玉軸受の場合には、回転抵抗(回転トルク)及び発熱量の低減を図れる。即ち、上記外輪軌道9aの断面形状の曲率半径r_{9a}を各玉13の直径d₁₃の52~54%としている為、これら各玉13の転動面と外輪軌道9

aとの接触部の接触面積及び滑り速度(V)を小さくできる。この為、回転抵抗を低減して、これら各玉13の転動面と外輪軌道9aとの接触部の発熱を抑える事ができる。尚、上記曲率半径r₁₁₁が5.2%未満の場合には、上記接触面積及び滑り速度(V)が大きくなり過ぎて、回転抵抗並びに発熱量が大きくなる。これに対して、上記曲率半径r₁₁₁が5.4%を超えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧(P)が増大し、発熱量が大きくなると共に、上記各玉13の転動面や外輪軌道9aに剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0022】又、上記内輪軌道11aの断面形状の曲率半径r₁₁₁を上記各玉13の直径d₁₁の5.3~5.5%としている為、上記外輪軌道9aの場合と同様に、上記各玉13の転動面と内輪軌道11aとの接触部の接触面積及び滑り速度(V)を小さくできる。この為、回転抵抗が低減すると共に、これら各玉13の転動面と内輪軌道11aとの接触部の発熱を抑える事ができる。尚、上記曲率半径r₁₁₁が5.3%未満の場合には、上記接触面積及び滑り速度(V)が大きくなり過ぎて、回転抵抗並びに発熱量が大きくなる。これに対して、上記曲率半径r₁₁₁が5.5%を超えた場合には、上記接触面積が小さくなり過ぎて、この接触部の接触圧(P)が増大し、発熱量が大きくなると共に、上記各玉13の転動面や内輪軌道に剥離等の損傷が発生し易くなる。

【0023】尚、上記外輪軌道9aと内輪軌道11aとで曲率半径r₁₁₁、r₁₁₁の規制範囲が少し異なる(外輪軌道9aの曲率半径r₁₁₁の規制範囲が5.2~5.4%であるのに対し、内輪軌道11aの曲率半径r₁₁₁の規制範囲が5.3~5.5%である)理由は、次の通りである。即ち、上記各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとの接触面積が同じである場合は、上記各玉13の転動面と外輪軌道9aとの接触圧(P_{out})は、これら各玉13に加わる遠心力分だけ、上記内輪軌道11aの接触圧(P_{in})よりも大きくなる(P_{out} > P_{in})。この為、この接触圧(P_{out})が大きくなる分だけ、上記各玉13の転動面と外輪軌道9aとの接触面積を確保し、この接触圧(P_{out})の低減を図る必要がある。言い換れば、この外輪軌道9aの接触面積を確保すべく、この外輪軌道9aの曲率半径r₁₁₁を上記内輪軌道11aの曲率半径r₁₁₁に比べ、小さくする必要がある。この様な理由により、上記外輪軌道9aの曲率半径r₁₁₁の規制範囲と上記内輪軌道11aの曲率半径r₁₁₁の規制範囲とを、上述の様に少しだけ異ならせている。尚、周知の様に、外輪軌道9aと内輪軌道11aとで、断面形状の曲率半径r₁₁₁、r₁₁₁を同じとした場合でも、外輪軌道9aに関する接触円の面積が内輪軌道11aに関する接触円の面積よりも大きくなる。但し、本発明の対象となるターボチャージャ用玉軸受は、極めて高速で運転されるので、上記遠心力の値も大きくなり、上述の様に、曲率半径の値を変えてまで、外輪軌道9aに関する

る接触円の面積を内輪軌道11aに関する接触円の面積よりも大きくしなければならない場合がある。

【0024】又、上記各玉13の接触角αを8~20°としている為、上記各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとの接触部で生じる滑りを小さくすると共に、接触面積が過大になる事も防止できる。この為、回転抵抗が低減すると共に、これら各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとの接触部の発熱を抑える事ができる。尚、上記接触角αが20°を越えた場合には、上記滑りが著しくなり、この滑りによる発熱量が増大する。これに対して、上記接触角αが8°未満の場合には、上記各玉13の転動面と外輪軌道9a及び内輪軌道11aとのラジアル隙間が小さくなり過ぎる。この結果、上記接触部の接触面圧(P)が過大になり、回転抵抗と発熱量とが増大し易くなる。

【0025】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成し作用する為、回転抵抗(回転トルク)が小さく、発熱量の少ないターボチャージャ用玉軸受を実現できる。この為、ターボチャージャのレスポンス向上を図ると共に、玉軸受を組み込んだターボチャージャの耐久性及び信頼性を含む性能向上に寄与できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の1例を示す部分断面図。

【図2】ターボチャージャの全体構成を示す断面図。

【図3】図2のA部拡大図。

【図4】従来構造の1例を示す断面図。

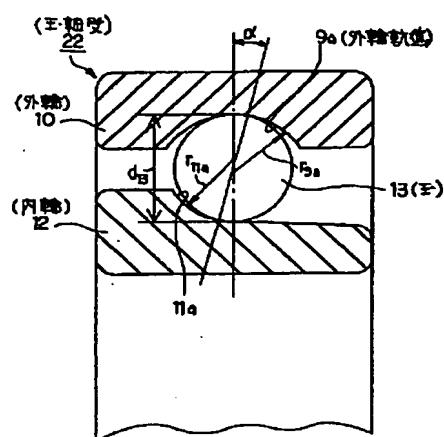
【図5】図4の上部拡大図。

【符号の説明】

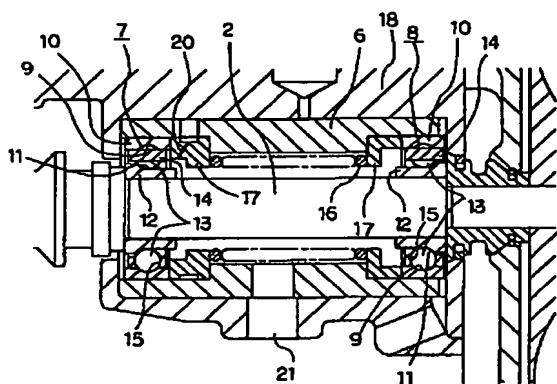
30	1	排気流路
	2	回転軸
	3	ターピン
	4	インペラ
	5	給気流路
	6	軸受ハウジング
	7	第一の玉軸受
	8	第二の玉軸受
	9、9a	外輪軌道
	10	外輪
40	11、11a	内輪軌道
	12	内輪
	13	玉
	14	保持器
	15	ポケット
	16	圧縮ばね
	17	押圧環
	18	ケーシング
	19	フィルタ
	20	ノズル孔
50	21	排油口

22 玉軸受

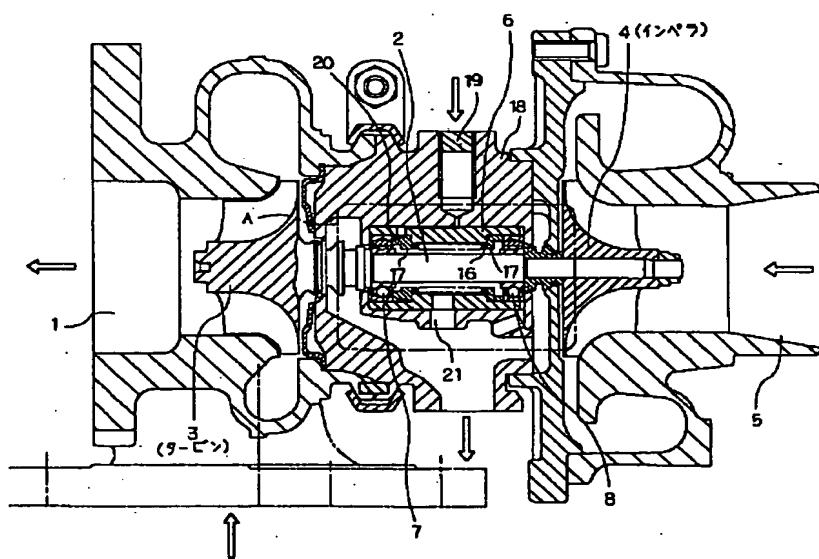
【図1】



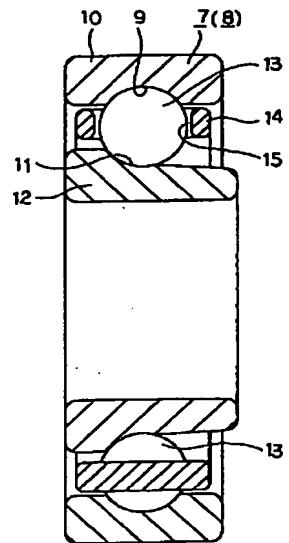
【図3】



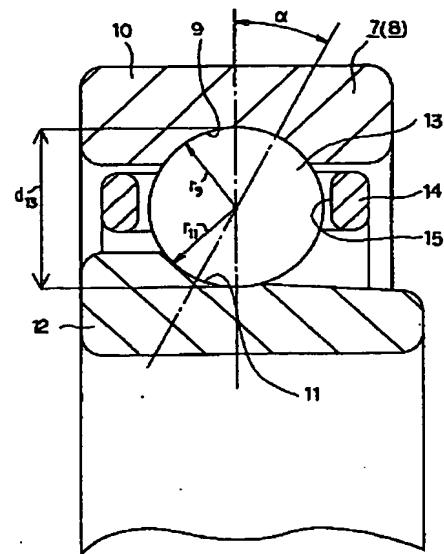
【図2】



【図4】



【図5】



フロントページの続き

(72)発明者 池田 意文
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
日本精工株式会社内

F ターム(参考) 3G005 EA16 FA28 GB55 JA17
3J101 AA02 AA42 AA54 AA62 BA53
BA54 CA07 FA34 FA41 GA29